

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Optimalizace hydraulického systému pohonu krokové
pece**

**The analysis and optimization of hydraulic drive of
walking beam furnaces**

Student: Jan Liberda

Vedoucí diplomové práce Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Liberda**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Optimalizace hydraulického systému pohonu krokové pece**
The Analysis and Optimization of Hydraulic Drive of Walking Beam Furnaces

Zásady pro vypracování:

1. Popište stávající problematiku pohonu krokové pece na provozu válcovny drátů.
2. Vytvořte algoritmus optimalizace hydraulického systému při změně zátěže.
3. Zpracujte výpočetní program pro optimalizaci zařízení.
4. Vytvořte uživatelskou příručku výpočetního programu.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1990. 336 s. ISBN 80-7078-037-1.
2. PIVOŇKA, J. a kolektiv. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 256 s.
3. NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s. ISBN 80-7078-297-8.
4. LIFT, H.; HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4.
5. HESSE, H.; BREDENFELD, G.; GEISE, K. *Traktorhydraulik. Komponenten und Systeme von Landwirtschaftlichen Traktoren*. Renningen: Expert Verlag, 2004. 174 s. ISBN 3-8169-2299-6.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



Kozubková

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě
23.5.2011

Jan Hrbáček
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odstavec. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářské práce bude v elektronické podobě uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

23.5.2011



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Liberda

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bystřice Škubňa 5 č.p. 1197, 73 995

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Liberda, J. *Optimalizace hydraulického systému pohonu krokové pece: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení 2011. 49 s. Vedoucí práce: Stonawski, E.

Bakalářská práce se zabývá optimalizací hydraulického pohonu krokové pece při změně vsázky. Obsahem první části je uvedení do problematiky a seznámení s provozem. Navazující oddíl popisuje prostředky pro diagnostiku hydraulických obvodů. Další část se věnuje optimalizaci hydraulického obvodu a vytvoření výpočetního algoritmu pomocí matematických vztahů. 3. kapitola přináší možnosti řešení optimalizace s výpočetními programy a následně seznamuje s vytvořeným výpočetním programem. V závěrečné části je zpracována příručka pro uživatele zhotoveného programu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

LIBERDA, J. *The analysis and optimization of hydraulic drive of walking beam furnaces: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB- Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of the Hydraulics and Hydraulic Equipments, 2011, 49 p. Thesis head: Stonawski, E.

This bachelor's thesis is focused on optimization of hydraulic drive of walking beam furnace during change in charge. Subject of the first part is at once introduction to this problem and some review for orientation in functioning. Description of facilities for diagnostics of hydraulic systems is in downstream section. After this, there is part which is focused on both to optimize the hydraulic system and to create computing algorithm by the help of mathematical relationship. In the third chapter are some options of solutions for some optimizations with computing programs followed by description of created program. In the end there is some manual for users of this program.

Úvod	10
1 Přehled současného stavu dané problematiky	11
1.1 Seznámení s provozem	11
1.2 Kroková pec	11
1.2.1 Schéma pohybu	13
1.2.2 Zvedání a spouštění krokovacích trámců	14
1.2.3 Přesun trámce horizontálně	14
1.3 Potřebné vybavení pro diagnostiku	15
1.3.1 Hydrotechnik M 5000 – 8050	16
1.3.2 Hydac HMG 3000	16
1.4 Snímače veličin	17
1.4.1 Tenzometr	17
1.4.2 Piezoelektrické snímače	18
2 Návrh řešení optimalizace hydraulického systému	19
2.1 Vertikální a horizontální pohyb	19
2.1.1 Parametry hydraulického obvodu	19
2.1.2 Výpočet potřebných hodnot současných a při změně rozměru sochoru	20
2.1.3 Výpočet síly pro vertikální pohyb trámce	21
2.1.4 Rozložení sil na dvojici kol	22
2.2 Výpočet současných sil	23
2.2.1 Vertikální pohyb současný stav	23
2.2.2 Horizontální pohyb současný stav	25
2.3 Výpočet při navýšení hmotnosti	28
2.3.1 Vertikální pohyb při změně hmotnosti	28
2.3.2 Horizontální pohyb při změně hmotnosti	30
2.4 Kontrola pístnic na vzpěrnou pevnost	31
2.4.1 Kontrola pístnice vertikálního přímočarého hydromotoru	31
2.4.2 Kontrola pístnice horizontálního přímočarého hydromotoru	33
2.5 Vyhodnocení a doporučení	35
2.6 Kontrola výkonu systému	36
3 Softwarová podpora při výpočtech	37
3.1 Výpočetní program Automation Studio	37
3.2 Výpočetní program Matlab	38
3.3 Výpočetní program Servus2011	39

3.3.1	Porovnání výpočtů v kapitole 2.3 s výpočty programu Servus2011.....	40
3.3.2	Porovnání horizontálního a vertikálního pohybu	41
3.3.3	Porovnání výpočtu pístnice na vzpěrnou pevnost	41
4	Uživatelská příručka.....	43
5	Použitá literatura	48
6	Seznam příloh.....	49

Seznam použitých symbolů a zkratk

<u>Značka</u>	<u>Název veličiny</u>	<u>jednotky</u>
a	zrychlení	[m.s ⁻¹]
CAN	Controller Area Network – datová sběrnice	
D	D'Alembertova síla	[N]
d	průměr	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	síla	[N]
G	tíhová síla	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
HS	hydraulický systém	
i	poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice	[m]
k	míra bezpečnosti	
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[s ⁻¹]
N	normálová síla	[N]
PHM	přímočarý hydromotor	
PC	personal komputer – osobní počítač	
P	výkon	[W]
p	tlak	[Pa]
Q	průtok	[m ³ .s ⁻¹]
r	poloměr	[m]
Re	mez kluzu	[MPa]
S	plocha	[m ³]
SD karta	paměťová karta	[Gb]

s	dráha	[m]
T	třecí síla	[N]
t	čas	[s ⁻¹]
USB	Universal Serial Bus – univerzální sériová sběrnice	
V _g	geometrický objem	[cm ³]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
α	úhel	[°]
β	součinitel závislý na uložení	[-]
λ	štíhlost pístnice	[-]
λ _m	mezní štíhlost pístnice	[-]
η	účinnost	[-]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
σ _u	napětí na mezi úměrnosti materiálu	[MPa]
σ	dovolené napětí materiálu	[MPa]
ζ	rameno valivého odporu	[mm]

Úvod

Pro konkurenceschopnost výrobků v segmentu válcovaného materiálu je nutné udržovat co nejmenší náklady při vysoké kvalitě produktu. Nejjednodušší zavádění nových trendů a zefektivňování výroby je přizpůsobování a různá vylepšení stávajících technických vybavení provozoven. Víze zvýšení produkce a zkvalitnění výrobků na úseku válcovny C má více variant. Jedna z možností je změna rozměru vsázky. Tato varianta přináší spoustu otázek k řešení. Se změnou rozměru vstupních sochorů a tedy jejich hmotnosti, vzniknou nové technické parametry a požadavky na stávající strojní celky, ty se musí prověřit a vyhodnotit při nově vzniklém zatížení. Každý stroj má své hraniční možnosti a cílem této práce je zhodnocení použitelnosti stávajícího hydraulického systému se změněnými veličinami. Tyto změny v základním nastavení hydraulického systému musí být provedeny se zřetelem zachování všech funkčních cyklů krokové pece a nesmí narušit souvztažné řady funkcí potřebných pro bezchybný a plynulý provoz krokové pece. Mechanismy, které pohybují velkými hmotnostmi, využívají hydraulických pohonů pro jejich malé velikosti při velkých přenášených silách, momentech a výkonech. Hydraulické systémy se vyznačují vhodným řízením jak pohybové, tak přesné polohové regulace. Každé řízení vyžaduje určité hydraulické prvky a v tomto případě jsou již dané konkrétním strojním vybavením. Zvýšením hmotnosti se zvětší manipulační síly, které hydraulické pohony musí přenést v požadovaném čase na požadovanou polohu při určité přesnosti. Tato problematika a funkce krokovacího mechanismu je popsána v první kapitole. V následující kapitole jsou vyjádřené matematické vztahy pro výpočty potřebné tlakové energie a propočty přímočarých hydraulických motorů na vzpěrnou pevnost. Pro usnadnění výpočtu jednotlivých fyzikálních veličin v hydraulickém systému je navržen výpočetní program Servus2011 v prostředí Visual Basic, který je popsán v kapitole č. 3. Aby využití navrženého výpočetního programu bylo co nejjednodušší, je v bodu č. 4 vypracován manuál, který blíže vysvětlí možnosti tohoto programu a naznačí využitelnost při různých hydraulických systémech.

1 Přehled současného stavu dané problematiky

1.1 Seznámení s provozem

Válcovna KJT se zaměřuje na výrobu kruhové a čtvercové oceli v tyčích i ve svitcích, plochou, oblinovou ocel, úhelníky a betonářskou žebírkovou ocel.

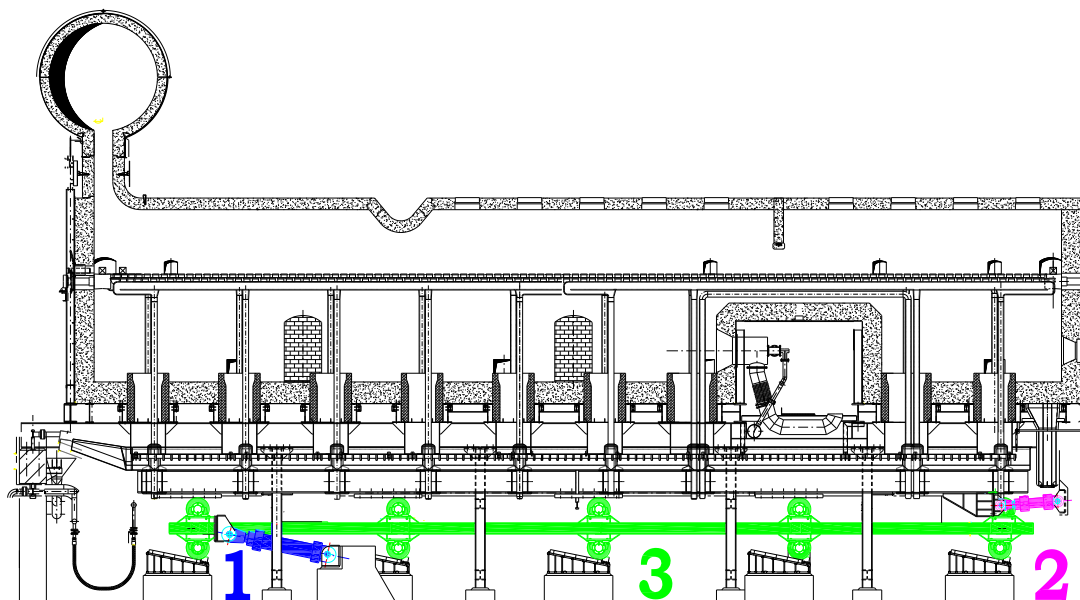
Kontijemná válcovna prošla v letech 2003 – 2004 rozsáhlou rekonstrukcí a modernizací. Narážecí pec byla nahrazena moderní krokovou pecí, která je plněná kontislitky nebo sochory z vratné tratě. Následuje válcovací trať, která je rozdělena na předválečí pořadí, předtrať a finální dvě paralelně řazené levá a pravá trať. Pro kvalitnější a přesnější vývalky se používá pravá trať končící hotovním blokem tj. vertikální a horizontální stolicemi. Hotovní blok „ASC“ byl pojmenován podle typu řízení, které umožňuje přesné válcování se zpětnou vazbou rozměru s řízeným chlazením. Toleranční hodnoty vývalků u nejpřesnějších rozměrů se pohybují maximálně do 0,25 mm. Rozsah průměru vývalků se pohybuje od 16 mm až po 80 mm. Válcovaný materiál putuje, buď přes chladník a dělicí pily na vázací linky, nebo přes navíječky Garret na lisy s konečným vázacím zařízením. Navíjecí linka vytváří svitky do průměru válcovaného materiálu 50 mm a navine až 2 t vývalku. Pro betonářskou ocel se využívá levá trať, kde je aplikován systém „slitting“. Tento systém zjednodušeným popisem dělí vývalek na dva až tři dráty, podle rozměru, a zrychlí produkci až trojnásobně. Podstatná část výroby je dále zpracována na finalizačních zařízeních – žíhání, loupání, tryskání, tažení, hrotování, kontrola vnitřních i povrchových vad.

1.2 Kroková pec

Kroková pec slouží k ohřevu sochorů na teplotu kolem 1100 °C podle typu materiálu. Jako topný zdroj se využívá plyn, který je pod tlakem hnán přes spalovací hořáky. Dokonalé prohřátí sochoru musí být zajištěné správným umístěním hořáků po obvodu a stropu krokové pece.

Vstup a výstup sochorů je zajištěn valníky po obou stranách pece. Sochory putují pecí pomocí pohyblivých a pevných trámů. Detailnější popis se znázorněným krokovým pohybem je v odstavci (1.2.1).

Krokování zprostředkovává hydraulický systém s dvěma přímočarými motory. Vertikální pohyb vykonává hydraulický přímočarý motor uložený pod úhlem 12° , který tlačí rám opatřený koly po šikmé ploše viz Obr. 1.2, Obr. 1.1 index 1. Tímto pohybem vzniká vertikální pozvednutí pohyblivého trámce s uloženými sochorý. Počet sochorů je stanoven v manuálu krokové pece na 79 kusů. Zvětšením rozměru ingotu při zachování počtu a maximální délky 12 m se navýší hmotnost vsazky z původní 168 na 242 t.

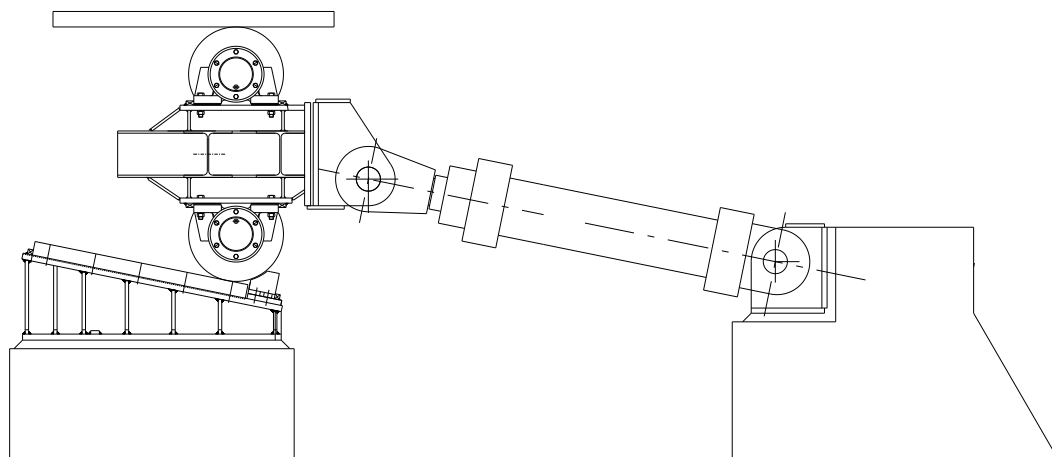


Obr. 1.1 Schematické znázornění krokové pece

1 – přímočarý hydromotor vertikálního pohybu, 2 – přímočarý hydromotor horizontálního pohybu, 3 – pojízdný rám

Pro horizontální pohyb slouží přímočarý motor posunující pohyblivý trámec dopředu a dozadu a je kyvně uložen pod úhlem $\pm 8^\circ$ viz Obr. 1.1 index 2 a Obr. 2.4. Horní horizontální pohyb směrem dopředu je proveden s ingoty. Opačný zpětný pohyb je uskutečněn v dolní poloze bez zátěže. Oba tyto motory jsou opatřeny odměřováním polohy a řízené proporcionálními rozvaděči. Pohon hydromotorů zprostředkovávají čtyři axiální hydrogenerátory od firmy Rexroth s firemním označením A 10 VSO. Jedná se o axiální pístovou jednotku s nakloněnou deskou. Pro nečekané výpadky hydrogenerátoru slouží záložní pátý hydrogenerátor. Hydrogenerátory jsou řízené rozvaděči pro odlehčený nízký, střední nebo vysoký pracovní tlak. V čekacím režimu je nastaven tlak na řídicím ventilu 2 MPa pro zachování mazacích tlaků hydrogenerátoru. Pracovní tlak má dvě hodnoty a to 10 MPa při spouštění a zvedání trámce bez ingotů

a pohyb horizontální dolní zpětný a horní dopřední. Pro vertikální pohyb s ingoty je tlak nastaven na hodnotu 12 MPa. Hydrogenerátory jsou poháněné elektrickými asynchronními motory o výkonu 55 KW. Mimo zmíněné pohyby dodávají hydrogenerátory tlakovou kapalinu pro hydromotory tlačky, vstupní doprava sochorů z dopravníku na trámce krokové pece, a hydromotory pro přesun z trámců na výstupní dopravníkový valník z pece.

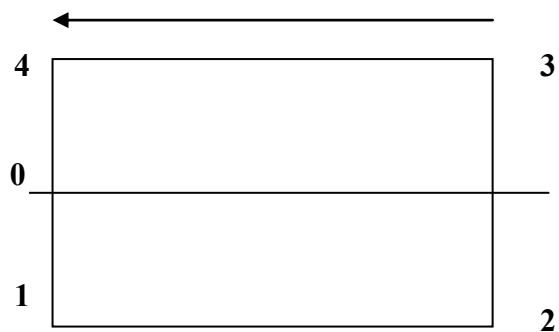


Obr. 1.2 Pohon vertikálního zvedání trámce

1.2.1 Schéma pohybu

Aby nedošlo k poškození zařízení, jsou stanovená určující pravidla mezi nakládkou, pohybem trámce vertikálním, horizontálním a vykládkou sochorů. Pohyb dopředu je očíslován a pohyb se uskutečňuje vzestupně.

1. Pohyb (0,1)
2. Pohyb (1,2)
3. Pohyb (2,3)
4. Pohyb (3,4)
5. Pohyb (4,0)

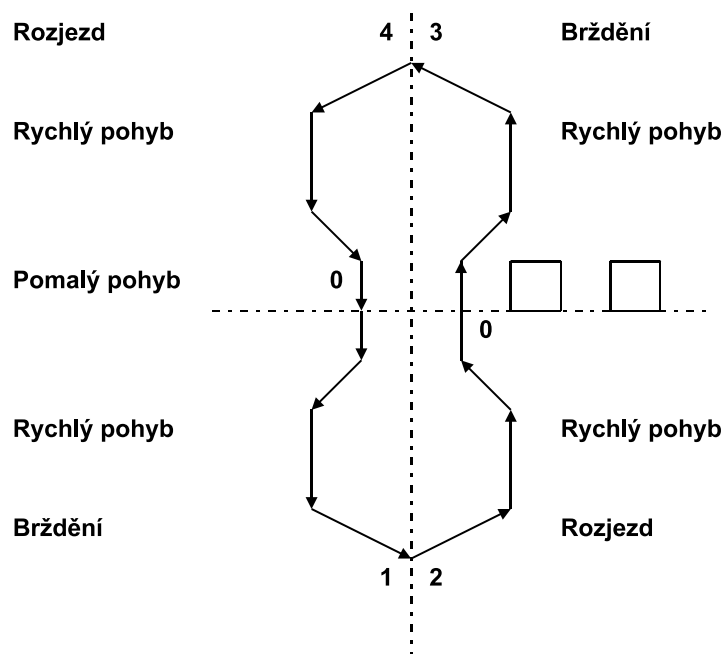


Obr. 1.3 Směr pohybu

1.2.2 Zvedání a spouštění krokovacích trámců

Zvedání probíhá viz Obr. 1.3 mezi body 2 a 3. Tento úsek je podrobněji znázorněn níže viz. Obr. 1.4. Čas potřebný pro zvedání trámce je stanoven na 22 s. Spouštění probíhá v intervalu 4 – 0 (výchozí stav) a začátek nového cyklu 0 – 1. Potřebný čas pro vykonání je pro oba pohyby stejný a to 12 s.

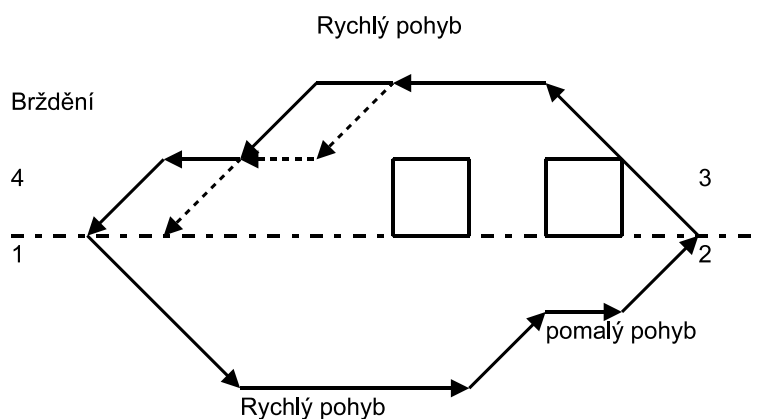
Zvedací cyklus v diagramu



Obr. 1.4 Schéma vertikálního pohybu

1.2.3 Přesun trámce horizontálně

Obdobně je provedený horizontální pohyb trámce, který na rozdíl od vertikálního musí být proveden s maximální přesností. Proto zpomalení z rychlého pohybu musí proběhnout v předstihu a v dostatečně dlouhé době tak, aby trámec s přepravovanými sochory zastavil v požadovaném místě. Chyby vzniklé špatným zastavením horizontálního pohybu trámce se sčítají a při překročení určité hodnoty systém zahlásí poruchu polohy.



Obr. 1.5 Schéma pohybu horizontálního

Menší chyby systém koriguje po proběhnutí určitých cyklů. Tím je zaručena požadovaná poloha trámce, která je nutná pro odběr na výjezdový valník a pro zachování požadovaných mezer pro dokonalé zahřátí sochorů. Při změně hmotnosti přepravovaných sochorů vznikne větší hybná síla, kterou je nutné vhodně nastavenou rampou na proporcionálním ventilu 4 WREE rozběhnout a zabrzdít. Pro přesné zastavení v požadovaném místě je systém opatřen brzdícím ventilem SJY fa Sun Hydraulik. Tento krok má zásadní význam pro celkový krokovací cyklus krokové pece. Bod 1 na Obr. 1.5 je výchozí poloha trámce a v tomto místě se provádí korekce kroku. Menší chyby polohy sčítané dohromady do 30 mm se korigují po 10 cyklech automaticky.

1.3 Potřebné vybavení pro diagnostiku

Pro vyhodnocování a optimalizaci hydraulického systému je zapotřebí technická vybavenost. Měření tlaku v systému provádíme různými přístroji. V dnešní době je na trhu více druhů vhodných přístrojů zejména od firem zabývajících se výrobou a distribucí hydraulických komponentů. Velikou výhodou je záznam měřených dat přímo do paměti přístroje nebo pomocí kabelu propojení s přenosným PC. Software přístrojů skýtá různá nastavení měření od délky, způsobu aktivace po počet měřených kanálů. Tito pomocníci dokážou zaznamenat také řídicí povely k měřeným veličinám, což výrazně usnadňuje diagnostiku.

1.3.1 Hydrotechnik M 5000 – 8050

Podle typu přístroje umí zhodnotit od čtyř analogových a dvou frekvenčních až po deset analogových a čtyři frekvenční vstupy. Poradí si s měřením elektrického proudu a napětí pomocí převodníku. Jeho vzorkovací frekvence umožňuje záznam v 1000 Hz. Paměť přístroje je 128 MB rozšiřitelná SD kartou na 1GB.



Obr. 1.6 Hydrotechnik 5060 [13]

1.3.2 Hydac HMG 3000

Firma uvedla na trh vylepšenou verzi HM už před několika lety. Ale svými parametry se stále řadí k vhodným měřicím diagnostickým přístrojům.



Obr. 1.7 Hydac HMG 3000 [12]

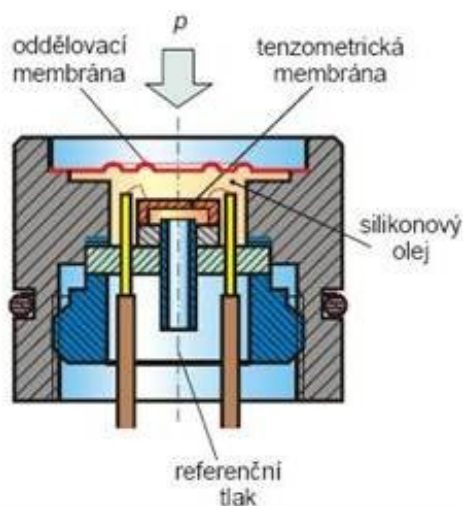
Nabízí přímé měření elektrického proudu ± 10 V na samostatném kanálu. Záznam vzorkování tohoto přístroje je možné provést v 10000 Hz dle počtu měřených kanálů. S přístrojem je dodáván počítačový software HMGWIN 3000, který rovněž usnadňuje práci s vyhodnocováním dat a archivaci záznamů. Tento přístroj disponuje USB rozhraním pro přímé propojení s počítačem a umožňuje provádění měření v reálném čase.

Veškeré měření a diagnostika při vypracování této bakalářské práce bylo prováděné na tomto přístroji. Rovněž grafy průběhů tlakových a řídicích veličin jsou vyhotovené v uvedeném software společnosti HYDAC.

1.4 Snímače veličin

Každý měřicí přístroj k zachycení měřených fyzikálních veličin potřebuje snímače pracující na různých principech. Mezi základní konstrukce patří snímače vyhodnocující změnu odporu, indukčnosti, kapacity nebo využívají piezoelektrického, fotoelektrického jevu. Vhodné zařízení pro měření a diagnostiku tlaku jsou elektrické snímače kapacitní, piezometrické nebo tenzometrické.

1.4.1 Tenzometr



Obr. 1.8 Tenzometrický snímač [8]

Pracuje na bázi změny odporu při deformaci membrány, která vyvolá pnutí na tenzorech a tím převádí tlak na analogový elektrický signál. Nejpoužívanější snímače pracují napěťově nebo proudově 4 : 20 mA. Snímače se používají pro větší přesnost s různými rozsahy měření od podtlakových $-10 \div 0$ kPa, $0 \div 10$ kPa, $0 \div 25$ MPa $0 \div 40$ MPa. Tenzometry se vyrábí kovové odporové nebo keramické z křemíku.

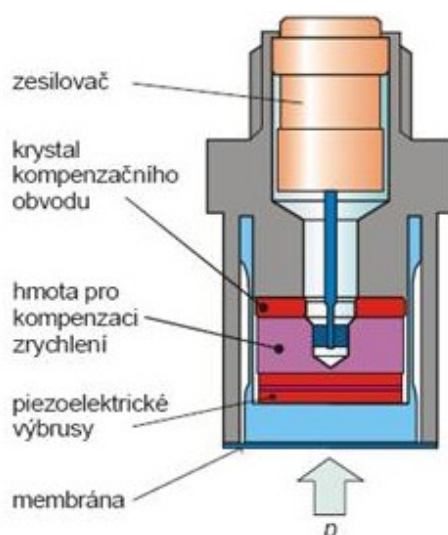
Kovové odporové tenzometry se vyrábí z odporových drátů průměru 0,02 až 0,05 mm. Tyto odporové dráty jsou nalepené na tenký podklad z papíru nebo z plastu.

Keramické – polovodičové jsou zhotovené z křemíku řezáním, broušením nebo leptáním monokrystalu. Při mechanickém namáhání monokrystalu dochází ke změně odporu elektrické vodivosti.

Na veškeré měření tlaku v této bakalářské práci byl použit senzor od fa Hydac s označením HDA 4000 rozsah $0 \div 25$ MPa.

1.4.2 Piezoelektrické snímače

Tlaková síla působí na piezoelektrické elementy, které se vzájemným působením polarizují, a vzniká elektrický náboj úměrný tlaku. Po skončení deformace zaniká elektrické napětí na elektrodách snímače. Snímače se vyrábějí především z křemene a jejich nevýhodou je větší závislost na teplotě. Mezi výhody patří možnost miniaturizace, konstrukční jednoduchost a lineární charakteristika. Piezoelektrické snímače se používají pro měření dynamických tlaků, zrychlení nebo mechanického napětí a jejich chyba měření je kolem 1%.



Obr. 1.9 Piezoelektrický snímač [8]

2 Návrh řešení optimalizace hydraulického systému

2.1 Vertikální a horizontální pohyb

2.1.1 Parametry hydraulického obvodu

Tab. 1 Válec pro zvedání pohyblivých trámů

Průměr válce	320/200 mm	
Celkový zdvih	1020 mm	
Pracovní tlak	13 MPa	
	V _{max} (mm/s)	t (s) cyklus
Zvedání	22	12
Spouštění	22	6 + 6

Tab. 2 Válec pro horizontální posuv pohyblivých trámů

Průměr válce	200/125 mm	
Celkový zdvih	300 mm	
Pracovní tlak	90 MPa	
	V _{max} (mm/s)	t (s) cyklus
Posuv vpřed	63	5
Posuv vzad	63	5

Tab. 3 Zdvíže válce vytahovacího zařízení

Průměr válce	80/56 mm	
Celkový zdvih	280 mm	
Pracovní tlak	11 MPa	
	V _{max} (mm/s)	t (s) cyklus
Zvedání	140	3
Spouštění	140	3

Tab. 4 Posuvné válce tlačky sázecího zařízení

Průměr válce	80/56 mm	
Celkový zdvih	600 mm	
Pracovní tlak	11 MPa	
	V _{max} (mm/s)	t (s) cyklus
Posuv vpřed	200	4
Posuv vzad	150	5

2.1.2 Výpočet potřebných hodnot současných a při změně rozměru sochoru

Důležité parametry pro výpočet

Tab. 5 Potřebné hodnoty pro výpočetní vztahy

Rozměr sochoru původní	0,15 x 0,15 x 12	m
Rozměr sochoru nový	0,18 x 0,18 x 12	m
Hustota oceli	7850	kgm ⁻³
Počet sochorů v peci	79	ks
Váha trámce	80000	kg
Váha vozíku	40000	kg

Původní hmotnost sochoru jednoho sochoru

$$m_{p1} = V \cdot \rho \quad (2.1.1)$$

$$m_{p1} = 0,15 \cdot 0,15 \cdot 12 \cdot 7850$$

$$m_{p1} = 2119,5 \text{ (kg)}$$

Celková hmotnost sochorů původní stav

$$m_p = 79 \cdot 2119,5 \quad (2.1.2)$$

$$m_p = 167440,5 \text{ (kg)}$$

Hmotnost jednoho sochoru při změně rozměru

$$m_{n1} = V \cdot \rho \quad (2.1.3)$$

$$m_{n1} = 0,18 \cdot 0,18 \cdot 12 \cdot 7850$$

$$m_{n1} = 3052,08 \text{ (kg)}$$

Celková zvýšená hmotnost sochorů - nový stav

$$m_n = 79 \cdot 3052,08 \quad (2.1.4)$$

$$m_n = 241114,32 \text{ (kg)}$$

Při výpočtu zrychlení vertikálního pohybu dle Obr. 1.4 je dráha cca 400 mm a čas potřebný k přestavení trámce je 6 sekund dle dokumentace. Pomalý chod při nabírání sochorů trvá cca 1 sekundu. Proto do výpočtu zrychlení dosadíme čas o sekundu menší.

Výpočet zrychlení

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \Rightarrow a = \frac{2 \cdot s}{t^2} \quad (2.1.5)$$

$$a = \frac{2 \cdot 0,4}{5^2} = 0,032 \quad (m \cdot s^{-1})$$

2.1.3 Výpočet síly pro vertikální pohyb trámce

Plocha pístu přímočarého motoru

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.1.6)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4}$$

$$S = 0,0804 \quad (m^2)$$

Plocha mezikruží

$$S_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.1.7)$$

$$S_m = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}$$

$$S_m = 0,049 \quad (m^2)$$

spodní vozík	m_v	40 000 kg
horní trámce	m_t	80 000 kg
celkem	m_c	120 000 kg

Tíhová síla G_{cp} celková původní

$$G_{cp} = (m_c + m_p) \cdot g \quad (2.1.8)$$

$$G_{cp} = (120000 + 167440) \cdot 9,81$$

$$G_{cp} = 2819786 \quad (N)$$

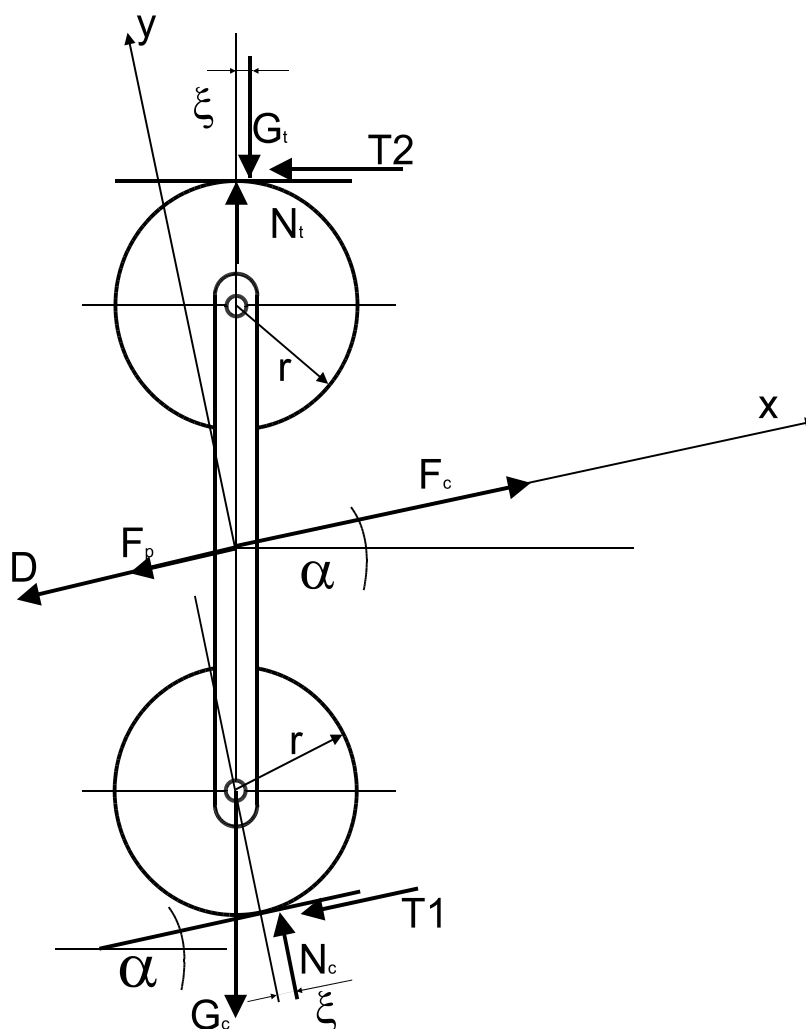
Tíhová síla G_{tp} trámce původní

$$G_{tp} = G_{cp} - (m_v \cdot g) \quad (2.1.9)$$

$$G_{tp} = 2819786 - (40000 \cdot 9,81) = 2427386 \quad (N)$$

Pohyblivý vozík je opatřen deseti koly na spodní a deseti koly na horní straně přičemž tyto vytvářejí dvojce kol. Celkový výpočet je proveden na jednu dvojici kol, kde jsou soustředěné všechny síly viz Obr. 2.1.

2.1.4 Rozložení sil na dvojici kol.



Obr. 2.1 Rozklad sil vertikální pohyb

F_c	tlačná síla
F_p	brzdící síla od protitlaku
D	D'Alembertova síla
G_c	gravitační síla celková
G_t	gravitační síla trámce a sochorů
N_c	normálová síla celková
N_t	normálová síla bez vozíku
T_1	třecí síla na spodním kole
T_2	třecí síla na horním kole
r	rameno (poloměr kola)
ξ	rameno normálové síly (od 0,1 až 0,5 mm pro ocel) [2]
α	úhel sklonu

2.2 Výpočet současných sil

Platnost uvedených vzorců ověříme porovnáním výsledků se skutečnými naměřenými hodnotami na zařízení.

2.2.1 Vertikální pohyb současný stav

Celková síla pro rovnovážný stav

$$\sum F_x = 0 = F_c - T_1 - T_2 \cdot \cos \alpha - G_{cp} \cdot \sin \alpha - G_t \cdot \sin \alpha + N_t \sin \alpha - F_{pv} - D \quad (2.2.1)$$
$$F_c = T_1 + T_2 \cdot \cos \alpha + G_{cp} \cdot \sin \alpha + G_t \cdot \sin \alpha - N_t \sin \alpha + F_{pv} + D$$

Válivý odpor horního kola

$$\sum F_y = 0 = G_t \cdot \cos \alpha - N_t \cdot \cos \alpha + T_2 \cdot \sin \alpha \Rightarrow N_t = \frac{G_t \cdot \cos \alpha - T_2 \cdot \sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (2.2.2)$$

$$T_2 = \frac{\xi \cdot G_t}{r} = \frac{0,0004 \cdot 2427386}{0,225}$$

$$T_2 = 4315 \text{ (N)}$$

Válivý odpor spodního kola

$$\sum F_y = 0 = N_c - G_c \cdot \cos \alpha \Rightarrow N_c = G_c \cdot \cos \alpha \quad (2.2.3)$$

$$T_1 = \frac{\xi \cdot N_c}{r} = \frac{\xi \cdot G_c \cdot \cos \alpha}{r} = \frac{0,0004 \cdot 2819786 \cdot \cos 12}{0,225}$$

$$T_1 = 4903,4 \text{ (N)}$$

Dosazení do rovnice pro rovnovážný stav (2.1.1)

$$F_c = T_1 + T_2 \cdot \cos \alpha + G_{cp} \cdot \sin \alpha + G_t \cdot \sin \alpha - N_t \cdot \sin \alpha + F_{pv} + D \quad (2.2.4)$$

$$F_c = 4903,4 + 4315 \cdot \cos 12 + 2819786 \cdot \sin 12 + 2427386 \cdot \sin 12 - N_t \cdot \sin \alpha$$

$$F_c = 1100072 - \left(\frac{2427386 \cdot \cos 12 + 4315 \cdot \sin 12}{\cos 12} \right) \cdot \sin 12$$

$$F_c = 595199 + F_{pv} + D \text{ (N)}$$

F_p síla je síla působící proti pohybu vytvořená na brzdícím ventilu přímočarého motoru. Protitlak 2 MPa je skutečná naměřená hodnota tlaku na hydraulickém přímočarém motoru při pohybu viz Obr. 2.2.

$$F_{pv} = \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \right) \cdot p \quad (2.2.5)$$

$$F_{pv} = \left(\frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \right) \cdot 2000000$$

$$F_{pv} = 98018 \text{ (N)}$$

Skutečná síla za stavu rovnovážného pohybu s brzdou silou

$$F_c = 59199 + F_{pv} + D \quad (2.2.6)$$

$$F_c = 595199 + 98017 + D$$

$$F_c = 693217 + D \text{ (N)}$$

Výpočet tlaku na vertikální válec pro rovnovážný pohyb nahoru

$$F = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{F}{S} \quad (2.2.7)$$

$$p = \frac{693217}{\frac{\pi \cdot 0,32^2}{4}} = 8619446 \text{ (Pa)} = 8,6 \text{ (MPa)}$$

Aby trámec vykonal pohyb, musí překonat sílu proti pohybu D'Alembertovu sílu.

Výpočet celkové síly vertikálního pohybu se zrychlením.

$$F_c = 693217 + D \quad (2.2.8)$$

$$F_c = 693217 + (m_p + m_c) \cdot a$$

$$F_c = 693217 + (167440 + 120000) \cdot 0,032$$

$$F_c = 702415 \text{ (N)}$$

Přepočet síly na tlak ve zrychleném pohybu

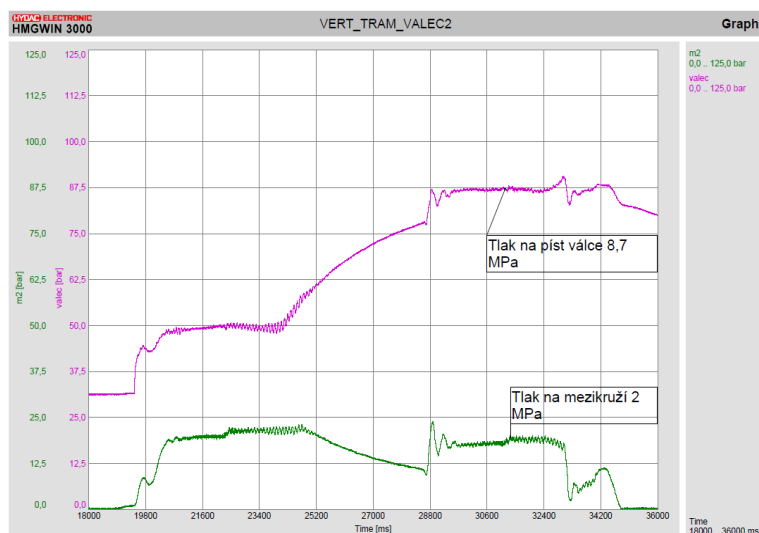
$$F = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{F}{S} \quad (2.2.9)$$

$$p = \frac{702415}{\frac{\pi \cdot 0,32^2}{4}} = 8733815 \text{ (Pa)} = 8,7 \text{ (MPa)}$$

Porovnání tlakových veličin vypočtených a skutečných naměřených na zařízení při chodu ukazuje minimální odchylky, které mohou být způsobené v ložiscích kol. Také zrychlení nemusí odpovídat zadané veličině. V uvedeném Obr. 2.2 nalezneme příslušné tlaky vertikálního pohybu. Pro porovnání vypočteného a skutečného tlaku je uvedena tabulka Tab. 6.

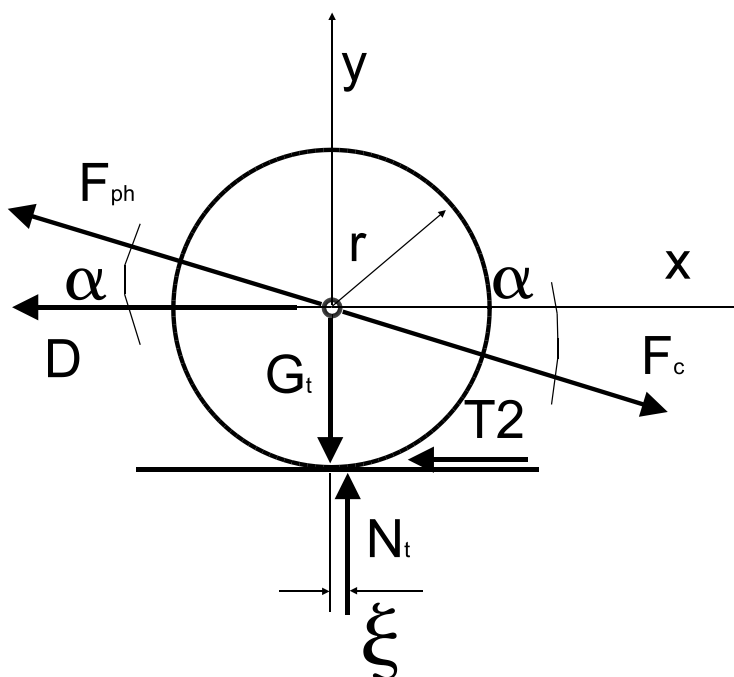
Tab. 6 Porovnání se skutečnými hodnotami vertikálního pohybu

	Naměřená hodnota	Vypočtená hodnota
Tlak p [MPa]	8,75	8,74



Obr. 2.2 Průběh vertikálního pohybu měřené s vzorkovací frekvencí 1000 Hz

2.2.2 Horizontální pohyb současný stav



Obr. 2.3 Rozklad sil horizontální pohyb

F_c	tlačná síla
F_{ph}	brzdící síla od protitlaku
D	D'Alembertova síla
G_t	gravitační síla trámce a sochorů
N_t	normálová síla bez vozíku
T_2	třecí síla na horním kole
r	rameno (poloměr kola)
ξ	rameno normálové síly (od 0,1 až 0,5 mm pro ocel) [2]
α	úhel sklonu

Sestavení rovnice horizontálního pohybu

$$\sum F_x = 0 = F_c \cdot \cos \alpha - T_2 - F_{ph} \cdot \cos \alpha - D \quad (2.2.10)$$

$$F_c = \frac{T_2 + F_{ph} \cdot \cos \alpha + D}{\cos \alpha}$$

Stanovení třecí síly

$$\sum F_y = 0 = N_t - G_t - F_c \cdot \sin \alpha + F_{ph} \cdot \sin \alpha \Rightarrow N_t = G_t + F_c \cdot \sin \alpha + F_{ph} \sin \alpha \quad (2.2.11)$$

$$T_2 = \frac{\xi \cdot N_t}{r} = \frac{\xi \cdot (G_t + F_c \cdot \sin \alpha + F_{ph} \cdot \sin \alpha)}{r}$$

Výpočet brzděné síly.

$$F_{ph} = \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right) \cdot p \quad (2.2.12)$$

$$F_{ph} = \left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \right) \cdot 5100000$$

$$F_{ph} = 160221 \text{ (N)}$$

Hodnota protitlaku je odečtena z měření viz Obr. 2.5. Tato hodnota je $p = 5,1 \text{ MPa}$.

Výpočet zrychlení pro horizontální pohyb

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \Rightarrow a = \frac{2 \cdot s}{t^2} \quad (2.2.13)$$

$$a = \frac{2 \cdot 0,3}{4^2} = 0,0375 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Celkový čas pro přesun trámce je stanoven na 5 s. Při odečtení doby pro brzdění dosadíme do vzorce 4 s.

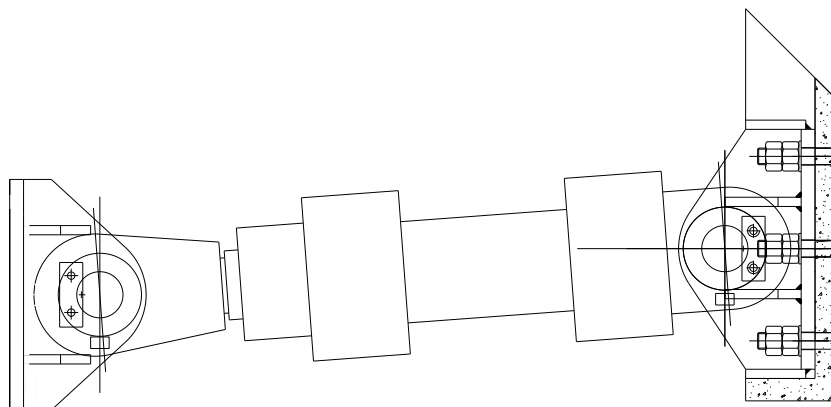
D'Alembertova síla

$$\sum F = D \Rightarrow D = m \cdot a \quad (2.2.14)$$

$$D = (m_p + m_t) \cdot a$$

$$D = (167440 + 80000) \cdot 0,0375$$

$$D = 9279 \text{ (N)}$$



Obr. 2.4 Horizontální pohon pohyblivého trámce

Dosazení do vzorce celkové síly horizontálního pohybu (2.2.10)

$$F_c = \frac{G_{tp} + F_{ph} \cdot \sin \alpha + \frac{F_{ph} \cdot \cos \alpha \cdot r}{\xi} + \frac{D \cdot r}{\xi}}{\frac{\cos \alpha \cdot r}{\xi} - \sin \alpha} \quad (2.2.15)$$

$$F_c = \frac{2427386 + 160221 \cdot \sin 8 + \frac{160221 \cdot \cos 8 \cdot 0,225}{0,0004} + \frac{9279 \cdot 0,225}{0,0004}}{\frac{\cos 8 \cdot 0,225}{0,0004} - \sin 8}$$

$$F_c = 174032 \text{ (N)}$$

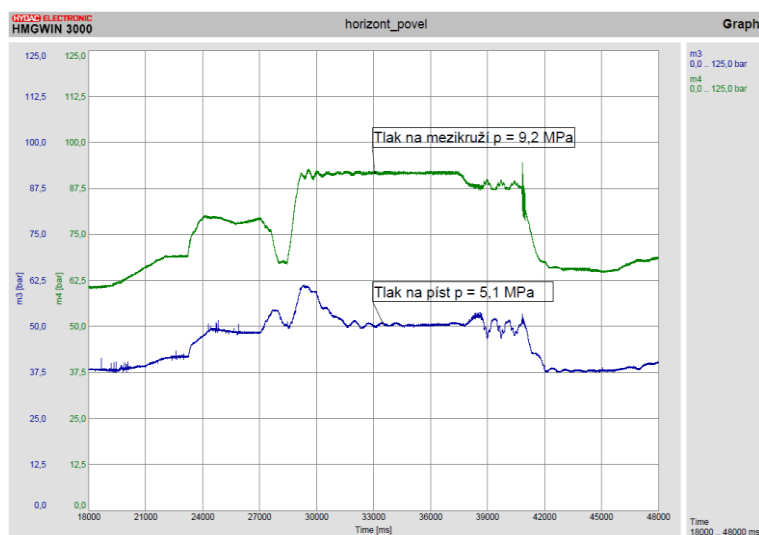
Výpočet tlaku pro horizontální hydromotor.

$$F = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{F}{S_1 - S_2} \quad (2.2.16)$$

$$p = \frac{174032}{\left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \right)}$$

$$p = 9090643 \text{ (N)} = 9,1 \text{ (MPa)}$$

Pohyb pohyblivého trámce se sochory je proveden tak, že tlaková kapalina je přivedena na stranu mezikruží přímočarého hydromotoru.



Obr. 2.5 Průběh horizontálního pohybu trámce s vzorkovací frekvencí 1000 Hz

Mezi vypočtenou a naměřenou hodnotou je rozdíl 0,1 MPa. Chyba mohla vzniknout chybou měření nebo třením mezi pohyblivým a pevným trámcem.

2.3 Výpočet při navýšení hmotnosti

2.3.1 Vertikální pohyb při změně hmotnosti

Celková síla pro navýšenou hmotnost rovnovážného pohybu vertikálního je vypočtená dle vztahu (2.1.8) se změněnými hodnotami hmotnosti.

Tíhová síla G_{cn} pro navýšenou hmotnost

$$G_{cn} = (m_c + m_n) \cdot g \quad (2.3.1)$$

$$G_{cn} = (120000 + 241114) \cdot 9,81 = 3542528 \text{ (N)}$$

Tíhová síla G_{tn} podle vztahu (2.1.9) pro navýšenou hmotnost

$$G_{tn} = G_c - (m_v \cdot g) \quad (2.3.2)$$

$$G_{tn} = 3542528 - (40000 \cdot 9,81) = 3150128 \text{ (N)}$$

Válivý odpor horního kola při navýšené hmotnosti vztah (2.2.5).

$$T_2 = \frac{\xi \cdot G_t}{r} = \frac{0,0004 \cdot 3150128}{0,225} \quad (2.3.3)$$

$$T_2 = 5478 \text{ (N)}$$

Válivý odpor spodního kola při navýšené hmotnosti vztah (2.2.5).

$$T_1 = \frac{\xi \cdot G_c \cdot \cos \alpha}{r} = \frac{0,0004 \cdot 3542528 \cdot \cos 12}{0,225} \quad (2.3.4)$$

$$T_1 = 6160 \text{ (N)}$$

Dosazení do rovnice pro rovnovážný stav vztah (2.2.4)

$$F_c = T_1 + T_2 \cdot \cos \alpha + G_{cp} \cdot \sin \alpha + G_t \cdot \sin \alpha - N_t \cdot \sin \alpha + F_{pv} + D \quad (2.3.5)$$

$$F_c = 6160 + 5602 \cdot \cos 12 + 3542528 \cdot \sin 12 + 3150128 \cdot \sin 12 - N_t \cdot \sin \alpha$$

$$F_c = 1403000 - \left(\frac{3150128 \cdot \cos 12 + 5602 \cdot \sin 12}{\cos 12} \right) \cdot \sin 12$$

$$F_c = 747809 + F_{pv} + D \text{ (N)}$$

Tlakovou sílu F_p vzniklou na rozvaděči dle vztahu (2.2.5) lze použít i při navýšené hmotnosti pro výpočet celkové síly F_c .

Skutečná celková síla rovnovážného stavu za pohybu

$$F_c = 747809 + F_{pv} + D \quad (2.3.6)$$

$$F_c = 747809 + 98017 + D = 845826 + D \text{ (N)}$$

Výpočet tlaku na vertikální válec pro rovnovážný pohyb nahoru

$$F = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{F}{S} \quad (2.3.7)$$

$$p = \frac{845826}{\frac{\pi \cdot 0,32^2}{4}} = 10516983 \text{ (Pa)} = 10,5 \text{ (MPa)}$$

Výpočet celkové síly vertikálního pohybu dle vztahu (2.2.7).

$$F_c = 845826 + D \quad (2.3.8)$$

$$F_c = 845826 + (m_n + m_c) \cdot a$$

$$F_c = 845826 + (241114 + 120000) \cdot 0,032$$

$$F_c = 857382 \text{ (N)}$$

Výpočet tlaku pro dané zrychlení pohybu

$$F = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{F}{S} \quad (2.3.9)$$

$$p = \frac{857382}{\frac{\pi \cdot 0,32^2}{4}} = 10660666 \text{ (Pa)} = 10,7 \text{ (MPa)}$$

2.3.2 Horizontální pohyb při změně hmotnosti

Pro dosazení do vztahu pro horizontální pohyb (2.2.12) musíme znát sílu vytvořenou na brzděném ventilu. Protitlak vzniklý na brzděném ventilu bude o větší jak ve stávajícím stavu. Do vzorce dosadíme předpokládanou hodnotu 6 MPa.

Výpočet brzděné síly na brzděném ventilu dle vztahu (2.2.12).

$$F_{ph} = \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right) \cdot p \quad (2.3.10)$$

$$F_{ph} = \left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \right) \cdot 6000000$$

$$F_{ph} = 188495 \text{ (N)}$$

D'Alembertova síla

$$\sum F = D \Rightarrow D = m \cdot a \quad (2.3.11)$$

$$D = (m_n + m_t) \cdot a$$

$$D = (241114 + 80000) \cdot 0,0375$$

$$D = 12042 \text{ (N)}$$

Výpočet síly horizontálního pohybu při navýšené hmotnosti ze vztahu (2.2.15)

$$F_c = \frac{G_m + F_{ph} \cdot \sin \alpha + \frac{F_{ph} \cdot \cos \alpha \cdot r}{\xi} + \frac{D \cdot r}{\xi}}{\frac{\cos \alpha \cdot r}{\xi} - \sin \alpha} \quad (2.3.12)$$

$$F_c = \frac{3150128 + 188495 \cdot \sin 8 + \frac{188495 \cdot \cos 8 \cdot 0,225}{0,0004} + \frac{12042 \cdot 0,225}{0,0004}}{\frac{\cos 8 \cdot 0,225}{0,0004} - \sin 8}$$

$$F_c = 206409 \text{ (N)}$$

Výpočet tlaku pro horizontální hydromotor

$$F = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{F}{S_1 - S_2} \quad (2.3.13)$$

$$p = \frac{206409}{\left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \right)}$$

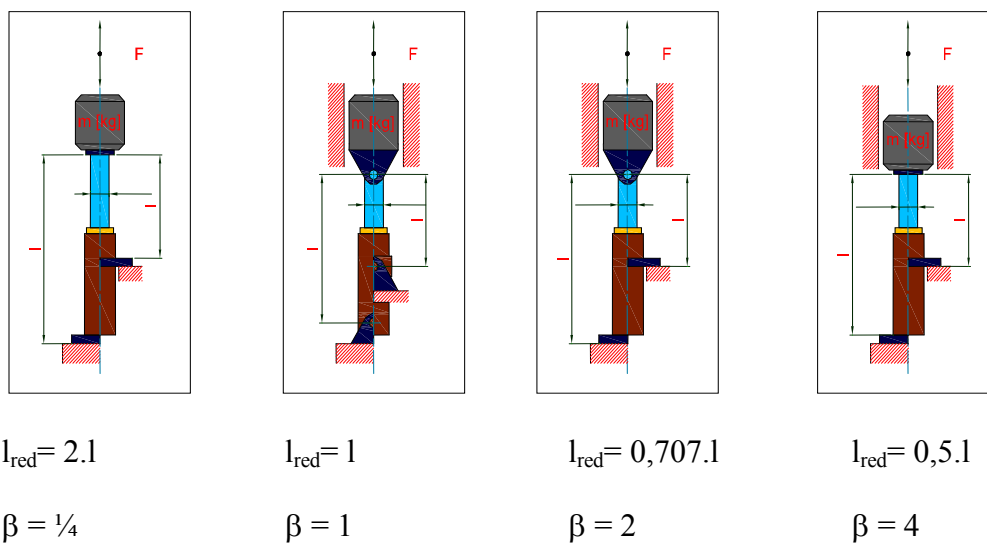
$$p = 10781870 \text{ (Pa)} = 10,8 \text{ (MPa)}$$

2.4 Kontrola pístnic na vzpěrnou pevnost

2.4.1 Kontrola pístnice vertikálního přímočarého hydromotoru

Zadané parametry

Zatěžovací síla	F	= 852948	N
Průměr pístnice	d	= 200	mm
Materiál pístnice	Re	= 320	MPa
Délka uchycení hydromotoru	l	= 3,4	m



Obr. 2.6 Uchycení přímočarého motoru

Podle způsobu uchycení přímočarého hydromotoru viz Obr. 2.6 se stanoví redukovaná délka pro výpočet štíhlosti pístnice [1].

Redukovaná délka pístnice

$$l_{red} = l \quad (2.4.1)$$

$$l_{red} = 3,4 \text{ (m)}$$

Poloměr setrvačnosti [1]

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \frac{d}{4} \quad (2.4.2)$$

$$i = \frac{0,2}{4} = 0,05 \text{ (m)}$$

Štíhlost pístnice [1]

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (2.4.3)$$

$$\lambda = \frac{3,4}{0,05}$$

$$\lambda = 68$$

Mezní štíhlost pístnice [1]

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{Re \cdot 0,8}} \quad (2.4.4)$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{1} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{340 \cdot 0,8}}$$

$$\lambda_m = 87,3$$

β - součinitel závislý na uložení viz Obr. 2.6

E - modul pružnosti materiálu pístnice $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

σ_u napětí na mezi úměrnosti $Re \cdot 0,8$ $\sigma_u = 320 \cdot 0,8 \text{ MPa}$

Protože štíhlost pístnice je větší než 40 a menší než λ_m použijeme výpočet podle Tetmajerova vztahu [9].

Výpočet dle Tetmajera [9]

$$F_{kr} = \sigma_{kr}^T \cdot S = \left(\sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_m} \cdot \lambda \right) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.4.5)$$

$$F_{kr} = \left(320 - \frac{320 - (320 \cdot 0,8)}{87,3} \cdot 68 \right) \cdot \frac{\pi \cdot 200}{4}$$

$$F_{kr} = 8486978 \text{ (N)}$$

Míra bezpečnosti k = 4

$$F_b = \frac{F_{kr}}{k} \quad (2.4.6)$$

$$F_b = \frac{8486978}{4}$$

$$F_b = 2121744,5 \text{ (N)}$$

Porovnání přípustné a skutečné síly ze vztahu (2.3.8) a (2.4.6)

$$F_c < F_b \quad (2.4.7)$$

$$857473 < 2121744$$

Pístnice vyhovuje požadavkům na vzpěrnou pevnost

2.4.2 Kontrola pístnice horizontálního přímočarého hydromotoru

Zadané parametry

Zatěžovací síla	F	= 204386	N
Průměr pístnice	d	= 125	mm
Materiál pístnice	Re	= 320	MPa
Délka uchycení hydromotoru	l	= 1,485	m

Redukovaná délky pístnice [1]

$$l_{red} = l \quad (2.4.8)$$

$$l_{red} = 1.485 \text{ (N)}$$

Poloměr setrvačnosti [1]

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^4}{64 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \frac{d}{4} \quad (2.4.9)$$

$$i = \frac{0,125}{4} = 0,03125 \text{ (m)}$$

Štíhlost pístnice [1]

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (2.4.10)$$

$$\lambda = \frac{1,485}{0,03125} = 47,52$$

Štíhlost pístnice je větší než 40, proto nemůžeme provést kontrolu na prostý tah nebo tlak, ale porovnáme s λ_{mez} pro stanovení dalšího propočtu a to buď podle Tetmajerova nebo Eulerova vztahu.

Mezní štíhlost pístnice [1]

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{Re \cdot 0,8}} \quad (2.4.11)$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{1} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{340 \cdot 0,8}} = 87,3$$

Protože štíhlost pístnice je větší než 40 a menší než λ_m použijeme výpočet podle Tetmajerova vztahu [9].

$$F_{kr} = \sigma_{kr}^T \cdot S = \left(\sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_m} \cdot \lambda \right) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.4.12)$$

$$F_{kr} = \left(320 - \frac{320 - (320 \cdot 0,8)}{87,3} \cdot 47,52 \right) \cdot \frac{\pi \cdot 125^2}{4}$$

$$F_{kr} = 3499475 \text{ (N)}$$

Mez úměrnosti $\sigma_u = Re \cdot 0,8$ MPa

Mez kluzu $\sigma_k = Re$ MPa

Míra bezpečnosti je $k = 4$

Bezpečná síla

$$F_b = \frac{F_{kr}}{k} \quad (2.4.13)$$

$$F_b = \frac{3499475}{4}$$

$$F_b = 874868 \text{ (N)}$$

Porovnání přípustné a skutečné síly ze vztahu (2.3.12) a (2.4.13)

$$F_c < F_b \quad (2.4.14)$$

$$204386 < 874868$$

Pístnice vyhovuje zvýšeným požadavkům na vzpěrnou pevnost.

2.5 Vyhodnocení a doporučení

Vzhledem k pozměněným manipulačním silám a schopnosti systému tyto změny přenést lze doporučit určité úpravy parametrů systému. Jedná se zejména o úpravu pracovních tlaků systému, kde stávající hodnoty nemusí pokrýt všechny nové požadavky. K navýšeným silám musíme připočítat i některé další parametry ovlivňující systém např. charakteristika potrubí ovlivněna třecími, místními ztrátami nebo pasivními odpory mechanických strojních součástí. Pro lepší srovnání jsou v tabulce uvedené stávající tlaky, potřebné tlaky při pozměněných parametrech a navržené tlaky.

Tab. 7 Doporučené tlaky

	Současný stav	Potřebné hodnoty	Doporučené hodnoty
	[MPa]	[MPa]	[MPa]
Střední tlak	10	10,8	13
Vysoký tlak	12	10,7	15

S ohledem na požadavky zachování všech časových cyklů můžeme předpokládat, že stávající systém není třeba nijak upravovat z hlediska průtočného množství hydraulické kapaliny.

Doporučené nastavení je jen orientační a při zavádění nových parametrů je nutné systém experimentálně doladit na místě.

2.6 Kontrola výkonu systému

Při změně tlaku je nutné zkontrolovat dostatečný výkon elektromotoru. Výpočet je proveden pro jeden hydrogenerátor s maximálním průtokem a systémovým tlakem 15 MPa.

Průtok jednoho hydrogenerátoru

$$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_Q}{1000} \quad (2.6.1)$$

$$Q = \frac{140 \cdot 1440 \cdot 0,96}{1000}$$

$$Q = 193,5 \text{ (dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}\text{)}$$

otáčky	n	1440	min ⁻¹
účinnost	η _Q	0,96	
geometrický objem	V _g	140	cm ³ ot ⁻¹

Hydraulický výkon

$$P_h = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_Q \cdot \eta_c} \quad (2.6.2)$$

$$P_h = \frac{193,5 \cdot 15}{60 \cdot 0,96 \cdot 0,92}$$

$$P_h = 54,8 \text{ (KW)}$$

max. tlak systému	Δp	15	MPa
účinnost	η _c	0,92	

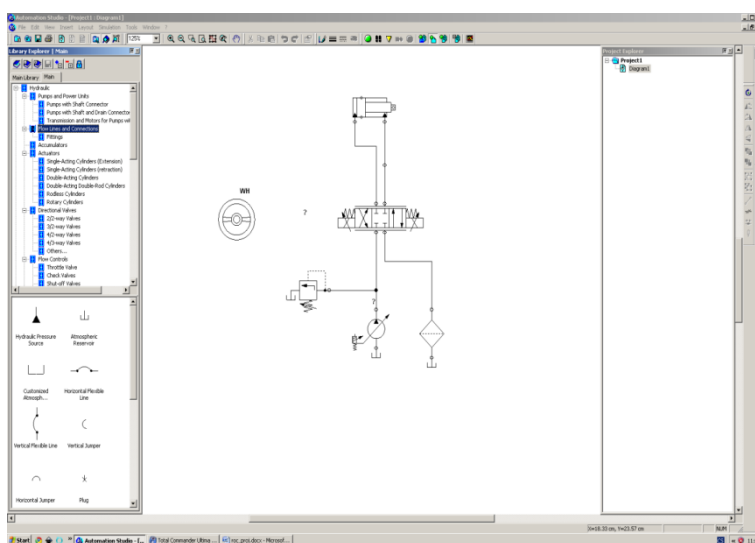
Výkon hydrostatického pohonu je 54,8 KW a jmenovitý výkon elektromotoru je 55 KW. Vzhledem k tomu, že hydrogenerátory nebudou dodávat tlakovou kapalinu v maximálním množství, jak je zde spočítáno, lze předpokládat pokles výkonu hydrogenerátoru. Systém proto lze používat při doporučeném navýšení tlaku.

3 Softwarová podpora při výpočtech

V současnosti kdy počítačový rozvoj zaznamenal obrovské pokroky v nárůstu výkonu hardware, jsou vytvářeny softwarovými firmami velice složité a přesné výpočtové a simulační aplikace. I v oboru hydraulický výpočtů a simulací můžeme nalézt několik použitelných programů. Nutno dodat, že forma a prostředí rozličných aplikací má pro běžného uživatele velký význam. Některé z nich se pokusím popsat a uvedu jak přednosti, tak nevýhody. Mezi nejznámější počítačové aplikace patří Automation Studio nebo Matlab.

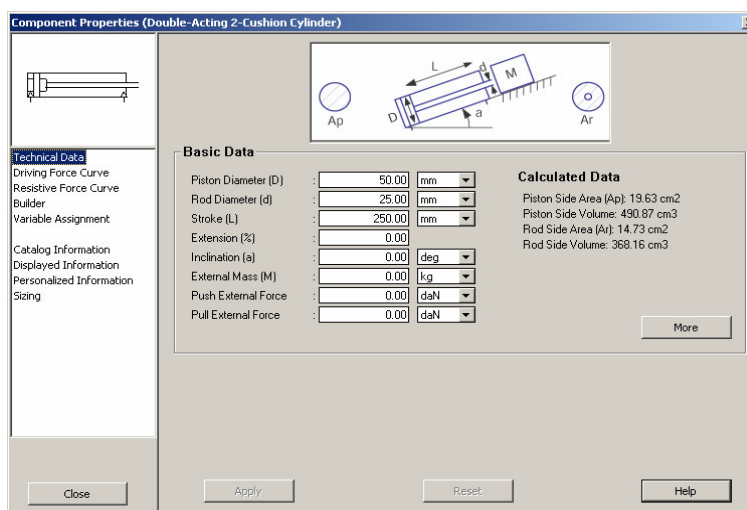
3.1 Výpočetní program Automation Studio

Nejvhodnější softwarem na trhu dle mého názoru je Automation Studio, které umožňuje snad veškeré výpočty, návrhy a simulace schémat, hydraulických, pneumatických, elektrotechnických a automatizačních. Pochází od firmy Famic Technologies Inc. Kanada. Prostředí aplikace je velice příjemné a nabízí rozličné výpočty a simulace jak v oblasti pneumatické tak hydraulické. Knihovny s prvky, jež jsou součástí software, umožňují jednoduché vytváření modelů a schémat. Prvkům lze nastavit určité vlastnosti podle zvoleného typu. Veškeré zadávání hodnot se provádí pomocí oken, tak jak je známe z prostředí operačního systému Microsoft.



Obr. 3.1 Simulační prostředí Automatik Studio

Na obrázku vidíme jednoduché zadávání požadovaných parametrů daného prvku. V tomto případě se jedná o přímočarý hydromotor a jeho možnosti nastavení.



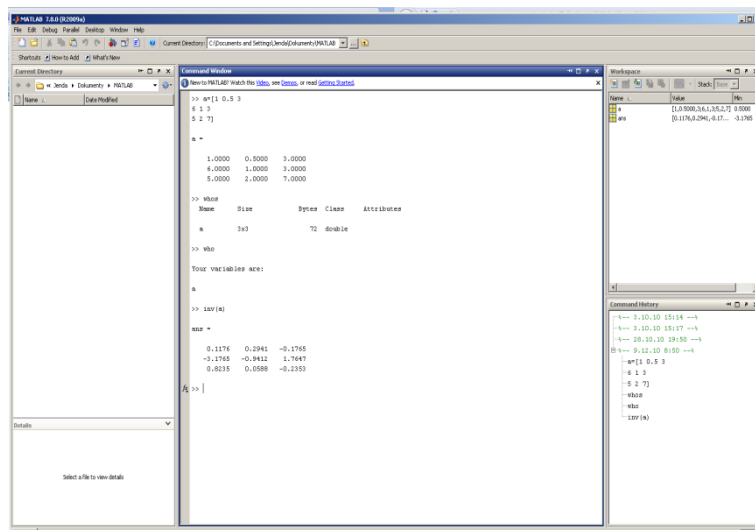
Obr. 3.2 Volba a zadávání parametrů přímočarého hydromotoru

Mezi nevýhody patří jazyková podpora, dostupnost (pořizovací cena) a ovládání potřebuje zkušenějšího uživatele.

3.2 Výpočetní program Matlab

Dalším neméně známým výpočetním softwarem je program od firmy MathWorks se sídlem Massachusetts USA, s jehož pomocí můžeme vypočítat námi požadované úkoly. Tento program již vyžaduje větší nároky na znalost software. V tomto prostředí jsou rovněž k dispozici knihovny prvků, které zjednodušují zadávání jednotlivých parametrů pro výpočty. Veškeré dostupné knihovny, které nám pomáhají při výpočtech, najdeme pod názvem Simulink Library. Knihovna pro hydraulické simulace jsou uloženy pod názvem SimHydraulik, která rozšiřuje možnosti hydraulických výpočtů. Rovněž můžeme využít možnosti základního matematického vybavení Matlabu. Některé funkce jsou zde předdefinované, ale jedná se zejména o funkce matematické, jinak vše ostatní se musí pečlivě vytvořit v podobě výpočetních skriptů a programů. Vzhled programu je uveden na Obr. 3.3 a v horní liště najdeme další užitečné možnosti jako je uložení vytvořených a vypočtených hodnot, tisk nebo nový dokument.

Mezi nevýhody patří jazyková vybavenost, dostupnost a již zmiňovaná nutná dokonalá znalost programu.

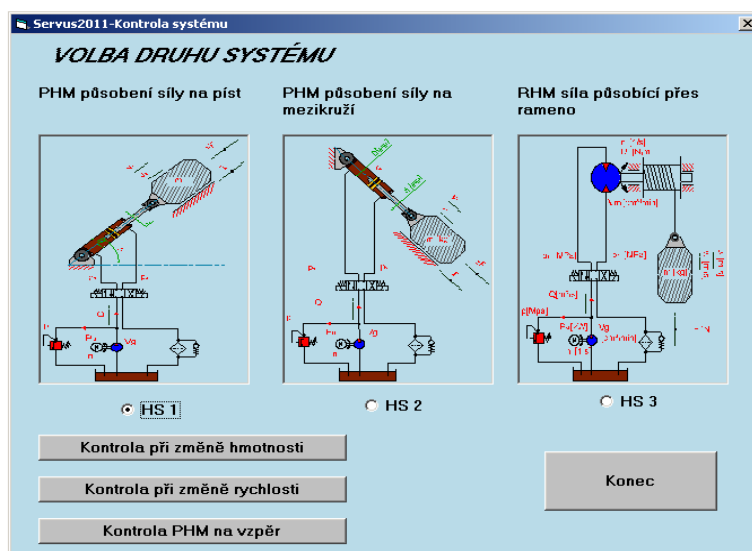


Obr. 3.3 Pracovní prostředí Matlab

3.3 Výpočetní program Servus2011

Program Servus2011 je navržen na konkrétní řešení případ pohonu krokové pece, ale může se uplatnit při kontrolách obdobných hydraulických systémů. Výpočtové vztahy v programu jsou rozšířené o hydraulický systém s použitím rotačního hydromotoru. Při změně vsázky krokové pece se rozdílné hodnoty promítnou na všechny systémy provozu od seřizování přítlaků válců na válcovacích stolicích až po hydraulické vykládky výpraven. Program je vytvořen v programovacím jazyce Microsoft Visual Basic 6 a zkompileován do souboru s názvem Servus2011.exe. Soubor se nachází na CD-R nosiči a je součástí přílohy této bakalářské práce.

Úvodní stránka představuje možnost volby hydraulického systému. Po zvolení typu hydraulického obvodu přejdeme k volbě výpočtu a to rychlostního nebo hmotnostního. Jednou z možností volby je také pomocí tlačítka *Kontrola PHM na vzpěr*, v úvodním okně, přejít přímo k přepočtu pístnice na vzpěrnou pevnost. Podmínka zobrazení tohoto tlačítka je výběr hydraulického systému s přímočarým motorem HS1.



Obr. 3.4 Úvodní prostředí programu Servus2011

Dále tento program při překročení bezpečné zatěžovací síly propočte a navrhne dostatečný rozměr průměru pístnice. Doporučený průměr se zobrazí v příslušném okénku. Pro kontrolu pístnice je v programu zavedena konstanta R_e z běžně používané oceli pro pístní tyče tj. 320 MPa. Tato hodnota se může změnit v okénku *Mat. pístnice*. Při výpočtu doporučené velikosti průměru pístnice program provede výpočet podle Eulerova vzorce v oblasti pružného vzpěru a zkontroluje platnost Eulerova vztahu vzhledem k štíhlosti pístnice. Po vyhodnocení nepružného vzpěru se provede výpočet dle Tetmajerova vzorce, nebo se provede kontrola namáhání na prostý tah nebo tlak.

Program je vytvořen pro jednoduché propočty hydraulických systémů a využití najde v hydraulických dílnách k prověřování hydraulických systémů při změně parametru. Jednoduchost ovládání a zpracování v českém jazyce jsou jeho největší přednosti.

3.3.1 Porovnání výpočtů v kapitole 2.3 s výpočty programu Servus2011.

Výsledky se budou lišit s ohledem na zjednodušení třecích sil, kde je navržené pouze kluzné tření oproti propočtu s valivým odporem. Válivý odpor lze nahradit vhodně stanovenou hodnotou kluzného tření. Pro kluzné tření ocel – ocel je doporučená hodnota v rozmezí 0,1 – 0,4 v pohybu, a pro ocel – teflon 0,04 [2]. S přihlédnutím na tyto hodnoty bude kluzné tření převedené na válivý odpor ještě o něco menší. Abychom určili přesněji hodnotu tření, můžeme současný stav zadat do programu

a upravit hodnotu k požadovanému výsledku. Tato hodnota odpovídá cca 0,03 pro vertikální a 0,0015 pro horizontální pohyb. Tyto hodnoty pak aplikujeme na navýšené parametry.

3.3.2 Porovnání horizontálního a vertikálního pohybu

Porovnání výpočtu síly vertikálního ale i horizontálního pohybu jak u současné tak u navýšené hmotnosti viz rovnice (2.2.8), (2.2.15) a (2.3.8), (2.3.12) s výpočty v programu Servus2011 můžeme vysledovat odchylky. Tyto rozdíly jsou uvedené v Tab. 8, ve které jsou síly převedené pro lepší názornost na tlak.

Tab. 8 Porovnání vypočtených hodnot

		Servus 2011	Výpočet	Rozdíl	Rozdíl
		[N]	[N]	[N]	[MPa]
Vertikální pohyb	F - původní	688027	698593	10566	0,14
	F - navýšená	861860	857473	4387	0,1
Horizontální pohyb	F - původní	171780	174032	2252	0,1
	F - navýšená	203496	206409	2913	0,15

3.3.3 Porovnání výpočtu pístitnice na vzpěrnou pevnost

Program Servus2011 při kontrole pístitnice na vzpěrnou pevnost provede výpočet a jestliže pístitnice vyhovuje dle Eulerova nebo Tetmejerova vzorce potvrdí způsobilost pro změnéné parametry. V opačném případě nám program navrhne doporučený průměr pístitnice se zvolenou nebo předvolenou mírou bezpečnosti což je hodnota 4.

Doporučený průměr, který program v samotné části navrhne, pro vypočtenou sílu viz (2.3.8), (2.3.12) je uveden v následující tabulce s porovnáním průměru stávajících pístitnic.

Tab. 9 Porovnání průměru pístnic druhý způsob uchycení

	Původní průměr pístnice	Navržený průměr programem Servus2011
Vertikální hydromotor	200 [mm]	140,3 [mm]
Horizontální hydromotor	125 [mm]	64,9 [mm]

Nutno dodat, že výpočet závisí na způsobu uložení přímočarého hydromotoru. U výpočtu v programu Servus2011 byla redukovaná délka stanovena pro druhý způsob uchycení viz Obr. 4.3. Pro první způsob uchycení jsou výsledky v programu srovnatelné se skutečným průměrem pístnice viz Tab. 10. Taktéž volba materiálu pístnice a hodnota bezpečnosti ovlivní výpočet.

Tab. 10 Porovnání průměru pístnic první způsob uchycení

	Původní průměr pístnice	Navržený programem Servus
Vertikální hydromotor	200 [mm]	198,4 [mm]
Horizontální hydromotor	125 [mm]	91,7 [mm]

4 Uživatelská příručka

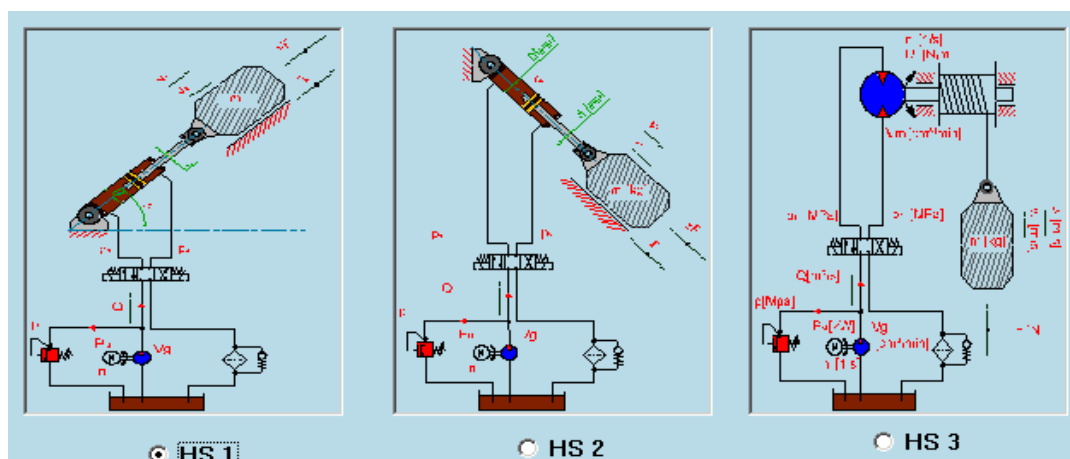
Servus2011 je výpočetní program, který slouží pro kontrolu hydraulických a pneumatických schémat.

Program Servus2011 byl vytvořen v programovacím jazyce Visual Basic 6 pro propočet hydraulického obvodu při změně parametrů.

Spuštění programu

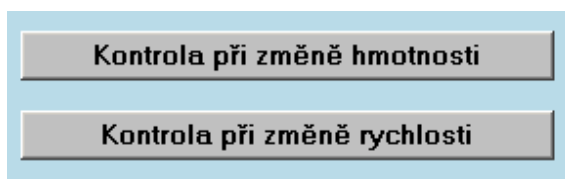
Pro spuštění programu není třeba instalace, pouze dvojitým poklepáním na ikonu programu se zobrazí hlavní okno s možností volby třech různých hydraulických schémat, viz Obr. 3.4.

Možnost volby schématu se provede označením zatrhávacího políčka a to myši nebo klávesnicí. Při volbě z klávesnice je pohyb mezi okénky a tlačítky proveden tabulátorem, pomocí kterého se přesunujeme postupně z horní části obrazovky ke spodní. Pro výběr konkrétního schématu, již označeného tabulátorem, použijeme šipek. Požadovaný výběr se zadanými parametry provedeme klávesou Enter.



Obr. 4.1 Výběr systému

Další nezbytnou volbou je výpočet rychlostních, nebo propočet silových veličin, který se provádí zamáčknutím příslušného tlačítka.



Obr. 4.2 Výběr rychlostního, hmotnostního výpočtu

V hlavním okně lze také nalézt tlačítko pro zobrazení výpočetního okna pro kontrolu vzpěrné pevnosti pístnic s možností návrhu průměru pístnice při zadané zatěžovací síle.



Obr. 4.3 Volba výpočtu na vzpěr

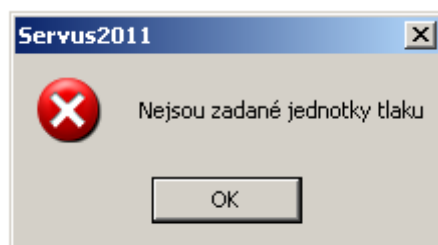
Zatržením prvního schématu a zmáčknutím tlačítka *Kontrola při změně hmotnosti* se nám zobrazí výpočetní okno, kde do odpovídajících okének zadáme požadované hodnoty.

Při výběru některých konkrétních okének myší se nám zobrazí nápověda s dodatečným vysvětlením zadávání hodnot. Na následujícím obrázku je vyobrazena nápověda k zadání zrychlení.

Obr. 4.4 Výpočet síly

Zadávací políčko *Přídavná síla* umožňuje definici dodatečné síly působící současně s břemenem.

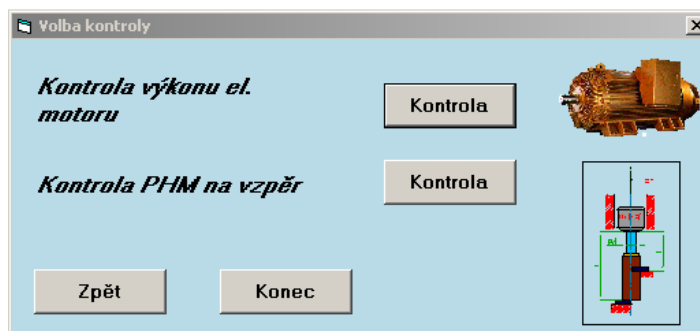
Při chybném zadání nebo nevyplnění požadované hodnoty nás po spuštění výpočtu program upozorní varovným okénkem s přesným označením požadovaného parametru.



Obr. 4.5 Varovné okno

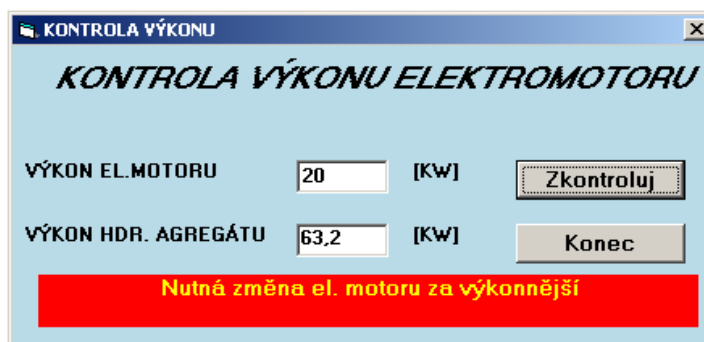
Zadání účinnosti hydrogenerátoru může být provedené z předvolených možností, ale také vlastní nastavení. Při zadávání vlastní účinnosti je nutné v okénku ponechat vlastní účinnost a do vedlejšího okénka zadat číselnou hodnotu od 0,1 - 1.

Schopnost funkčnosti systému při změně parametru se zobrazí v dolní části okna. Po zmáčknutí tlačítka *Vypočti*, mohou nastat dvě možnosti, vyhovuje nebo nevyhovuje. Při nevyhovujícím výsledku nám program doporučí změnu tlaku nebo průměru pístnice. Po navolené změně a opětovném propočtu s kladným výsledkem se zobrazí okno pro kontrolu elektromotoru a hydromotoru na vzpěrnou pevnost.



Obr. 4.6 Volba kontroly

Volba kontroly elektromotoru nám umožní prověřit dostatečný výkon motoru při změně působících sil. V tomto kroku se porovná výkon hydraulického systému s elektromotorem.



Obr. 4.7 Kontrola elektromotoru

Na Obr. 4.7 je zobrazen záporný výsledek prověření elektromotoru, v kladném výpočtu se místo červeného pole objeví modré s textem vhodnosti pohonu.

Kontrolu vzpěrné pevnosti pístnice navolíme z okna *Volba kontroly* Obr. 3.4. V okně *Kontrola PHM na vzpěr* se zatrhne příslušné uchycení přímočarého hydromotoru a zadá redukovaná délka pístnice podle zvoleného obrázku. V dalším kroku můžeme přistoupit k výpočtu pomocí tlačítka *Vypočti*. Kontrolu vzpěrné pevnosti lze taktéž vyvolat přímo z úvodního okna. V tomto případě je nezbytné zadat zatěžovací sílu, průměr pístnice a redukovanou délku. Zmíněné hodnoty můžeme zadat až po zamáčknutí tlačítka *Rozšířené nastavení*, kde můžeme taktéž nastavit míru bezpečnosti nebo nastavit mez kluzu materiálu pístnice.

Obr. 4.8 Okno kontroly na vzpěr

Dalšími možnostmi prověřování systému jsou rychlostní výpočty, které navolíme v úvodním okně se zatržením příslušného systému. Program z průtočného množství kapaliny vypočte rychlosti v_1 a v_2 pro přímočarý hydromotor a rychlost pro buben rotačního hydromotoru.

Závěr

Úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout optimalizaci pohonu krokové pece na provozu válcoven drátu a jemných profilů v Třineckých železárnách. Pro bližší seznámení s činností krokové pece jsou v úvodní kapitole popsány její hlavní části a přiblížené pracovní cykly.

Pro optimalizaci a seřízení hydraulických systémů je zapotřebí diagnostických prostředků, proto v následující kapitole jsou přiblížené měřicí přístroje a snímače hydraulických a elektrických veličin. Práce popisuje základní funkční principy senzorů a přibližuje některé z diagnostických přístrojů.

Další kapitola seznamuje s optimalizací systému, která je provedena na základě změny přenášených sil krokovacího mechanismu. Vychází z teoretických propočtů stávajícího systému s porovnáním se skutečnými naměřenými veličinami. U navýšených parametrů v systému se pohybujeme v teoretické rovině, ale propočet při stávajících parametrech dokazuje vhodnost použité výpočetní metody. Nově vzniklé parametry navýšením hmotnosti sochorů jsou porovnány a prověřeny s limitními hodnotami prvků systému. Na otázku, zdali systém je schopen vykonávat všechny požadované funkce v požadovaném čase a s požadovanou přesností, nám odpověděly výpočty přenášených sil a propočty stávajících generátorů a hydromotorů. Veškeré výpočty v této práci dokazují a potvrzují možnosti navýšení sil stávajícího systému. Rovněž lze doporučit v provozním režimu menší počet hydrogenerátorů.

Pro zjednodušení matematických výpočtů můžeme využít počítačové podpory s adekvátním programovým vybavením. Některé z vhodných programů jsou uvedené s jednoduchým výpisem výhod a nevýhod.

Dalším bodem této bakalářské práce je návrh výpočetního programu pro jednodušší propočty veličin hydraulických systémů. Veškeré navržené výpočetní vztahy v programu jsou použity z výpočtů již uvedených v této bakalářské práci. Některé vzorce jsou zjednodušené pro usnadnění zadávání parametrů. Proto programové výsledky a výsledky teoretických výpočtů se minimálně liší.

Závěrečná kapitola dává návod pro používání vytvořeného výpočetního programu. Je zde zpracována příručka pro uživatele, která vysvětluje některé nejasné otázky vzniklé při manipulaci s tímto programem.

5 Použitá literatura

- [1] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy, Díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech Hydrostatické převodníky*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4
- [2] HORYL, Petr. *Statika a dynamika*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2006. 225 s. ISBN 80-2480509-X
- [3] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1990. 336 s. ISBN 80-7078-037
- [4] PIVONKA, J., a kolektiv. *Tekutinové mechanismy*. Praha : SNTL, 1987. 256 s.
- [5] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1995. 166 s. ISBN 80-7078-297-8
- [6] LIFT, H; HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4
- [7] HESSE, H; BREDENFELD, G.; GEISE, K. *Traktorhydraulik. Komponenten und Systeme von Landwirtschaftlichen Traktoren*. Rennigen: Expert Verlag, 2004. 174 s. ISBN 3-8169-2299-6
- [8] MISIARZ, L. *Dynamika hydraulického obvodu brusky předvalků*. Diplomová práce Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 57 s
- [9] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost I a II* [online]. 2011 [cit. 2011-04-16]. Přednášky z PP I. Dostupné z WWW: <<http://pruznost.unas.cz/>>.
- [10] DVOŘÁK, Lukáš; ŽÁČEK, Miloslav. *Automation Studio* [online]. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2008 [cit. 2011-04-27]. Dostupné z WWW: <<http://www.338.vsb.cz/studium9.htm>>.
- [11] Firemní podklady firmy Bosch Rexroth,
Dostupné na WWW: <http://www.Boschrexroth.cz/>
- [12] Firemní podklady firmy HYDAC,
Dostupné na WWW: <http://www.hydac.cz/>
- [13] Firemní podklady firmy Hydrotechnik,
Dostupné na WWW: <http://www.hydrotechnik.com/>

6 Seznam příloh

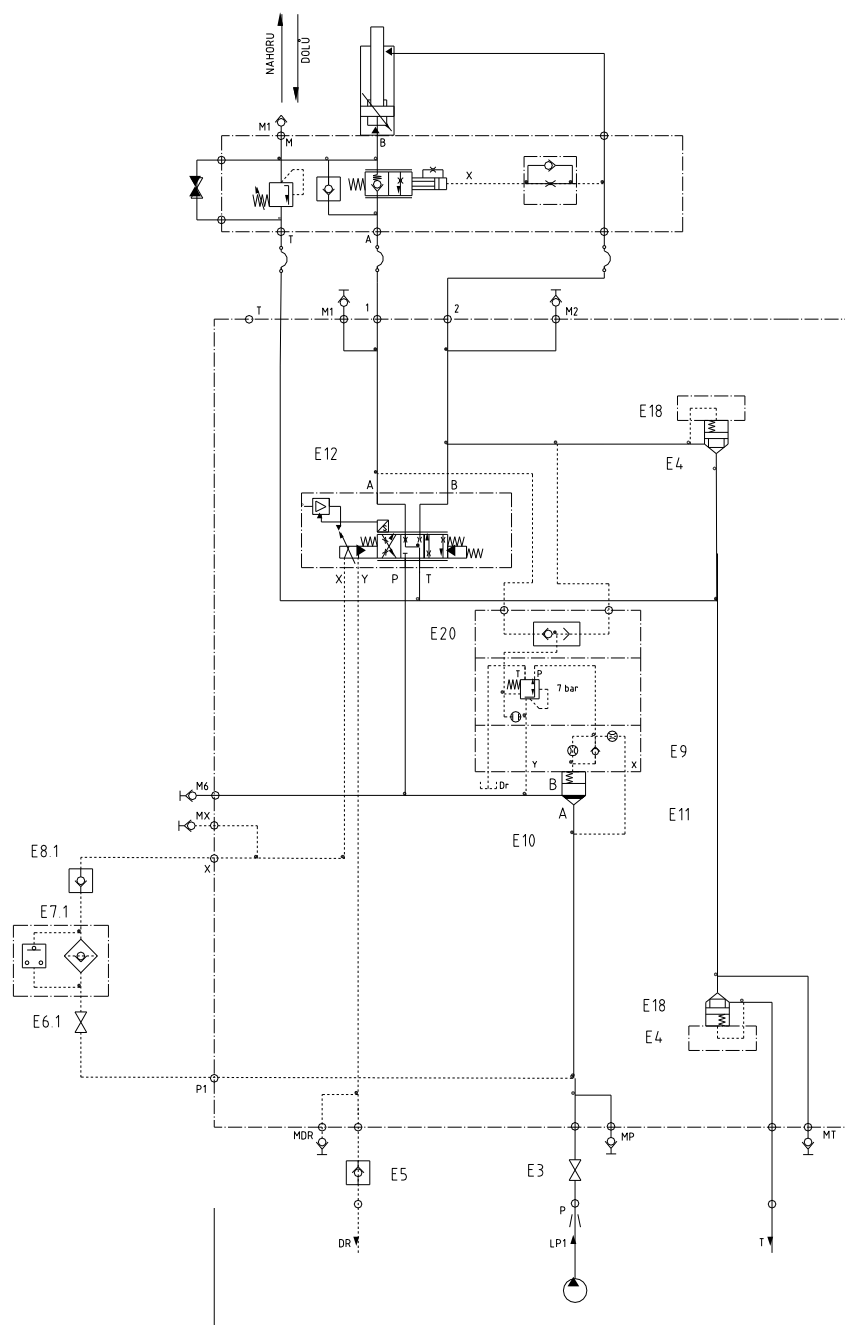
Příloha A Hydraulické schéma vertikálního pohybu

Příloha B Hydraulické schéma horizontálního pohybu

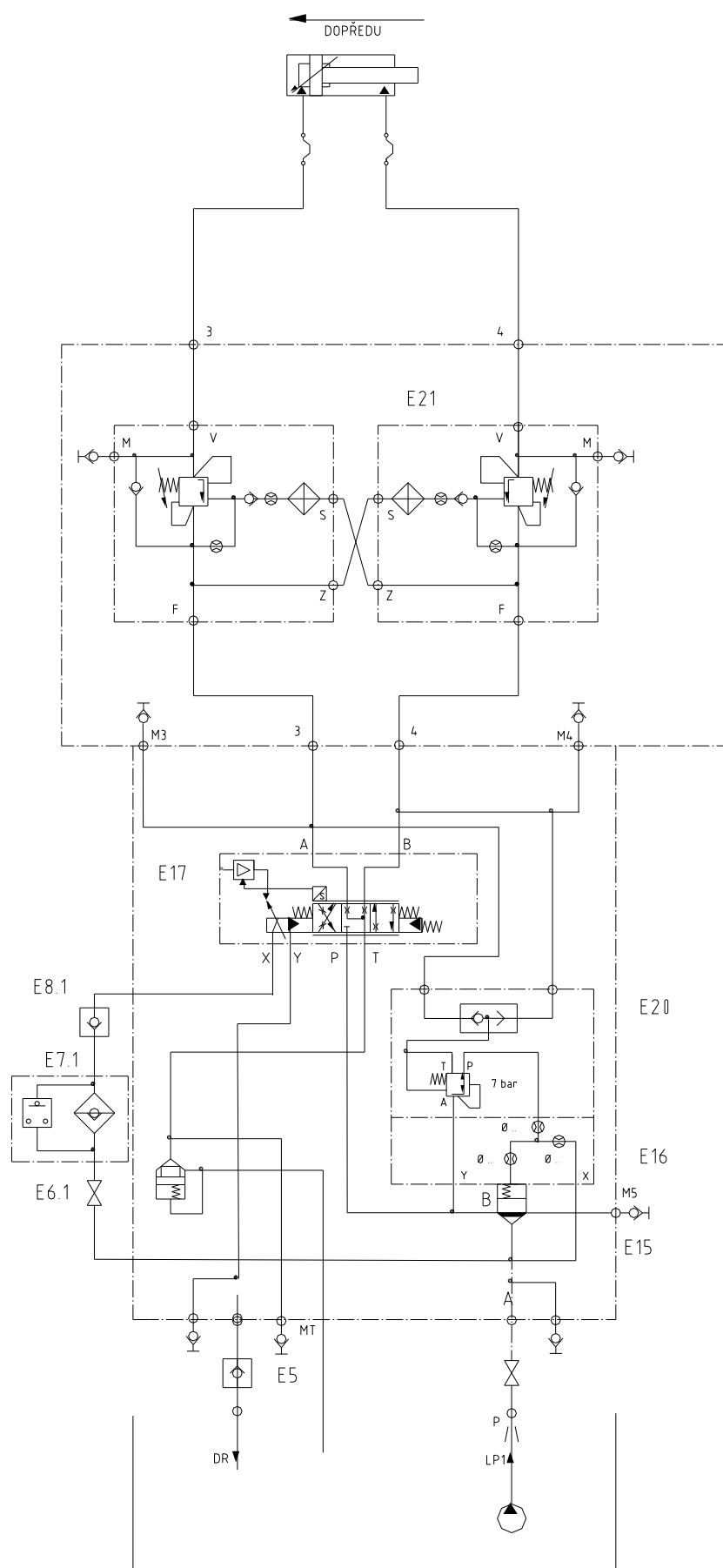
Příloha C Seznam prvků

Příloha D CD - R nosič

Příloha A Hydraulické schéma vertikálního pohybu



Příloha B Hydraulické schéma horizontálního pohybu



Příloha C Seznam prvků

E21,22	Brzdňý ventil	CBE.LHN BJY	Sun hydraulik
E20,13	Výběrový ventil	LG6 S-2X	Rexroth
E18	Logický ventil	LC 32 B05 E7X	Rexroth
E17	Prop. ventil	4WRZE10-W6-85	Rexroth
E16	Logický ventil	LFA 25 DB2-7X	Rexroth
E15	Logický ventil	LC25 DR40-D7X	Rexroth
E12	Prop.venti	4WRKE32 W6-600	Rexroth
E10	Logický ventil	LC50 DR40 D7X	Rexroth
E9	Lobický ventil	LFA 50 DB2-7X	Rexroth
E8	Poj.ventil	M-SR 15 KE05	Rexroth
E7	Filtr	HPY.90.10VG.HREP	Internormen
E5	Poj.ventil	FT257/6	F.LLI Tognella
E4	Logický ventil	LFA 32D-7X	Rexroth
E3	Kulový ventil	GB2 G2“ PN 350	Gemels

Příloha D CD - R nosič

CD-R obsahuje tuto bakalářskou práci, vygenerovaný program Servus2011, nezkompileované soubory se zdrojovým kódem programu v adresáři Servus.